

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **08285033 A**

(43) Date of publication of application: **01.11.96**

(51) Int. Cl.

F16H 37/02
F16H 9/18

(21) Application number: **07092710**

(71) Applicant: **AISIN AW CO LTD**

(22) Date of filing: **18.04.95**

(72) Inventor: **SAKAKIBARA SHIRO**

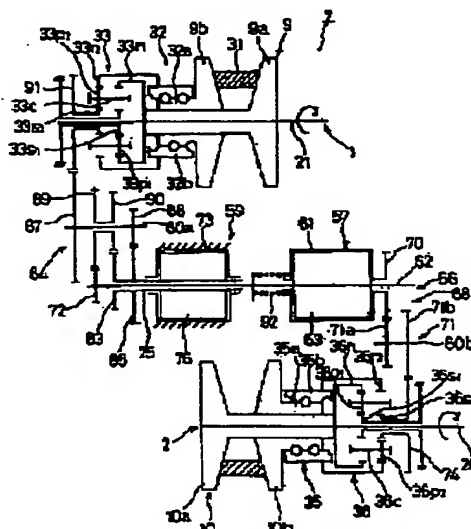
(54) **BELT-TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

(57) Abstract:

PURPOSE: To eliminate pressure governing cam mechanism in spite of using a mechanical actuator and perform positive transmission while reducing oil pressure loss.

CONSTITUTION: When relative rotation is generated to a blade 63 and a case member 61 on the basis of action and reaction generated by oil pressure acting upon a belt clamping means 57, torque from the blade 63 is transmitted to the sun gear 33s₂ of a primary side planetary gear 33, and torque from the case member 61 is transmitted to the sun gear 36s₂ of a secondary side planetary gear 36, respectively through power transmission means 64, 68. Torque acting upon the sun gears acts as the relative rotation of first and second ring gears 33r₁, 33r₂, 36r₁, 36r₂ so as to relatively rotate the external thread parts 32a, 35a and internal thread parts 32b, 35b of ball screws 32, 35 respectively interlocked with the ring gears. Torque is thereby converted into tension acting as belt clamping force upon a primary pulley 9 and a secondary pulley 10.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-285033

(43) 公開日 平成8年(1996)11月1日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	片内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 37/02 9/18		7539-3 J	F 1 6 H 37/02 9/18	C Z

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平7-92710

(22) 出願日 平成7年(1995)4月18日

(71) 出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社

愛知県安城市藤井町高根10番地

(72) 発明者 榊原 史郎

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ

ン・エイ・ダブリュ株式会社内

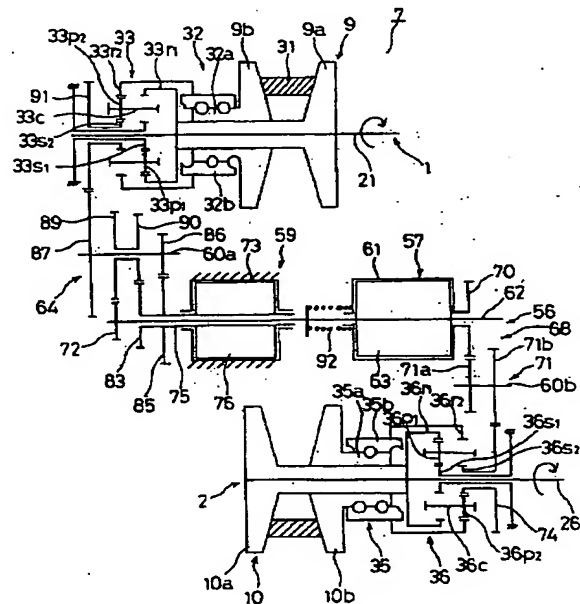
(74) 代理人 弁理士 近島 一夫

(54) 【発明の名称】 ベルト式無段変速装置

(57) 【要約】

【目的】 機械式アクチュエータを用いるものでありながら、調圧カム機構を排除して、確実な伝動を行うと共に、油圧損失を減少する。

【構成】 ベルト挟圧手段57に作用する油圧による作用・反作用に基づき羽根63及びケース部材61に相対回転を生じると、動力伝達手段64、68を介して、羽根63からのトルクは、プライマリ側ブラネタリギヤ33のサンギヤ33s₁に、またケース部材61からのトルクは、セカンダリ側ブラネタリギヤ36のサンギヤ36s₁にそれぞれ伝達される。前記サンギヤに作用するトルクは、第1及び第2のリングギヤ33r₁、33r₂、36r₁、36r₂の相対回転として作用し、これらとそれぞれ連動するボールネジ32、35の雄ネジ部32a、35aと雌ネジ32b、35bとを相対回転して軸力に変換し、それぞれプライマリブリー9及びセカンダリブリー10にベルト挟圧力として作用する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 それぞれシャフトに支持されかつ軸方向に相対移動し得る 2 個のシーブからなるプライマリプーリ及びセカンダリプーリと、これら両プーリに巻掛けられるベルトと、第 1 の部材及び第 2 の部材を有しこれら両部材の相対回転に基づき前記両プーリの可動シーブを軸方向に移動する機械式アクチュエータと、を備えてなるベルト式無段変速装置において、

同一方向に回転すると共に相対回転し得る第 1 の部材及び第 2 の部材を有し、これら両部材が作用・反作用に基づき相対回転するように所定付勢力を作用するベルト挟圧手段と、

少なくとも第 1、第 2 及び第 3 の回転要素を有し、前記第 1 の回転要素を前記プライマリ側機械式アクチュエータの第 1 の部材に連動し、また前記第 2 の回転要素を前記プライマリ側機械式アクチュエータの第 2 の部材に連動し、更に前記第 3 の回転要素を前記ベルト挟圧手段の第 1 の部材に連動し、そして前記第 3 の回転要素が停止している状態では、前記第 1 及び第 2 の回転要素が一体に回転し、かつ前記第 3 の回転要素の回転に基づき、前記第 1 及び第 2 の回転要素が相対回転してなるプライマリ側同期手段と、

少なくとも第 1、第 2 及び第 3 の回転要素を有し、前記第 1 の回転要素を前記セカンダリ側機械式アクチュエータの第 1 の部材に連動し、また前記第 2 の回転要素を前記セカンダリ側機械式アクチュエータの第 2 の部材に連動し、更に前記第 3 の回転要素を前記ベルト挟圧手段の第 2 の部材に連動し、そして前記第 3 の回転要素が停止している状態では、前記第 1 及び第 2 の回転要素が一体に回転し、かつ前記第 3 の回転要素の回転に基づき、前記第 1 及び第 2 の回転要素が相対回転してなるセカンダリ側同期手段と、

前記ベルト挟圧手段の第 1 の部材を前記プライマリ側同期手段の第 3 の部材に、また前記ベルト挟圧手段の第 2 の部材を前記セカンダリ側同期手段の第 3 の部材に、前記ベルト挟圧手段における前記第 1 及び第 2 の部材の相対回転に基づき前記両機械式アクチュエータが前記両プーリの 2 個のシーブを互いに近づける方向に移動するように、それぞれ連動する動力伝達手段と、

該動力伝達手段に介在し、前記プライマリ側同期手段の第 3 の回転要素と前記セカンダリ側同期手段の第 3 の回転要素との間に相対回転を付与するように所定トルクを作用する変速操作手段と、

を備えてなるベルト式無段変速装置。

【請求項 2】 前記ベルト挟圧手段に作用する前記付勢力は、油圧である、請求項 1 記載のベルト式無段変速装置。

【請求項 3】 前記ベルト挟圧手段に作用する前記付勢力は、電磁力である、

請求項 1 記載のベルト式無段変速装置。

【請求項 4】 前記動力伝達手段に、非線形動力伝達手段を介在してなる、

請求項 1 記載のベルト式無段変速装置。

【請求項 5】 前記動力伝達手段は、前記ベルト挟圧手段の第 1 の部材から前記プライマリ側同期手段の第 3 の回転要素に動力伝達する側を、前記ベルト挟圧手段の第 2 の部材から前記セカンダリ側同期手段の第 3 の回転要素に連動する側よりその回転数比が大きくなるように設定してなる、

請求項 1 記載のベルト式無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、それぞれ 2 個のシーブからなるプライマリ及びセカンダリプーリにベルトを巻掛けてなるベルト式無段変速装置、特に自動車に搭載されて好適な無段変速機（CVT）に用いられるベルト式無段変速装置に係り、詳しくは、プライマリ及びセカンダリプーリを変速操作する変速操作装置に関する。

【0002】

【従来の技術】近時、燃料消費率の向上及び運転性能の向上等の要求により、自動車のトランスミッションとしてベルト式無段変速装置を組み込んだ無段変速機が注目されている。

【0003】一般に、この種 V ベルト式無段変速装置は、セカンダリプーリの油圧ピストンにベルトの伝達トルク容量を確保するための油圧を作用し、またプライマリプーリの油圧ピストンに変速するための油圧を供給又は排出して、両プーリのベルト挟圧力をバランスしてトルク比の制御を行っている。具体的には、例えば、セカンダリプーリの油圧ピストンとプライマリプーリの油圧ピストンの面積比を 1 対 2 に設定し、セカンダリプーリ側油圧ピストンに常時ライン圧を作用し、またプライマリプーリ側油圧ピストンにコントロールバルブにてコントロール圧を供給又は排出するように構成されている。

【0004】一般に、V ベルト式無段変速機では、入力トルクに対してベルトにスリップを生じることなく動力伝達するためには所定ベルト挟圧力を必要とする。一方、ベルトが任意のトルク比即ち所定入力側プーリ有効径及び出力側プーリ有効径を維持するには、両プーリのベルト挟圧力は、正トルク伝達時即ちプライマリプーリからセカンダリプーリに動力伝達する際は、プライマリ側に所定量大きな軸力を必要とし、またエンジンブレーキ等の負トルク伝達時は、逆にセカンダリ側に大きな軸力を必要とする。

【0005】ところで、車両走行時の多くは、正トルク伝達状態にあるため、プライマリ側軸力はセカンダリ側軸力に対して大きい状態でトルク比を維持する必要がある、このため、該正トルク伝達状態においては、セカンダリ側軸力を、ベルトがスリップしない程度のベルト挟圧力を発生するように設定し、該セカンダリ側軸力に対

応するようにプライマリ側軸力を作用していれば足りるが、エンジブレキ又はダウンシフト時等の負トルク伝達状態においては、上記と逆の傾向、即ちセカンダリ側に大きな軸力が必要となり、前記正トルク伝達状態を基準として設定したセカンダリ側軸力ではベルトにスリップを生じてしまう。

【0006】このため、無段変速装置は、負トルク伝達時も考慮して、セカンダリ側軸力を予め高目になるように油圧を設定している。

【0007】従って、該従来のベルト式無段変速装置は、通常の正トルク伝達状態において、常に必要以上のベルト挟圧力が両ブーリーに作用しており、大きな容量のポンプを必要とすると共に油圧損失を生じて、伝達効率特に低トルク伝達状態における伝達効率の低下を招き、燃費性能を悪化させると共に、ベルトの耐久性を低下している。

【0008】従来、本出願人は、プライマリ及びセカンダリの両ブーリーの可動シープを軸方向に移動するアクチュエータとしてボールネジ等の機械式アクチュエータを用いると共に、これら両ブーリーに、伝達トルクに対応したベルト挟圧力を付与する調圧カム機構を設け、そしてこれらプライマリ及びセカンダリの両アクチュエータをギヤ等の動力伝達装置を介して互いに連動すると共に、該動力伝達装置に変速操作手段を連結して、プライマリ及びセカンダリ側のアクチュエータを相対回転して変速するベルト式無段変速装置を提案している。

【0009】特に、特開平 6-58385 号公報記載の V ベルト式無段変速装置は、プライマリ側及びセカンダリ側の両機械式アクチュエータをプライマリ及びセカンダリブーリーと共に回転し、ブーリーの軸力をシャフトにて担持する間に介在するスラストベアリングを非変速状態にあっては一体回転状態にして、伝達効率を向上すると共にコンパクト化を図り、更に両機械式アクチュエータとの間に非線形伝動手段を介在して、可動シープのストロークに機械式アクチュエータのストロークを整合している。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】上述した機械式アクチュエータを用いたベルト式無段変速機は、伝達トルクに対応したベルト挟圧力を調圧カム機構で発生している関係上、正負トルク伝達の切換え時、前記動力伝達装置を構成する部品の製造バラツキによって、調圧カム機構が大きくストロークする場合があるので、これを小さくするためにネジ等で調整しているが、ベルトの伸びなどの経時変化により調圧カム機構が大きくストロークすることに起因して伝動トルク変動を生じると共に調圧カム機構の耐久性及び性能を低下してしまう。従って、再度、調圧カム機構のストロークの調整が必要となり車両搭載に適應するメンテナンスフリーを達成するには充分ではない。

【0011】そこで、本発明は、作用・反作用に基づき相対回転する付勢力をベルト挟圧手段として用いて、機械式アクチュエータを用いるものでありながら、上述課題を解決したベルト式無段変速装置を提供することを目的とするものである。

【0012】

【課題を解決するための手段】本発明は、上述事情に鑑みなされたものであって、それぞれシャフト (21)、(26) に支持されかつ軸方向に相対移動し得る 2 個のシープ (9a, 9b)、(10a, 10b) からなるプライマリブーリー及びセカンダリブーリー (9)、(10) と、これら両ブーリーに巻掛けられるベルト (31) と、第 1 の部材 (32a)、(35a) 及び第 2 の部材 (32b)、(35b) を有しこれら両部材の相対回転に基づき前記両ブーリーの可動シープ (9b, 10b) を軸方向に移動する機械式アクチュエータ (32)、(35) と、を備えてなるベルト式無段変速装置 (7) において、同一方向に回転すると共に相対回転し得る第 1 の部材 (63) 及び第 2 の部材 (61) を有し、これら両部材が作用・反作用に基づき相対回転するように所定付勢力を作用するベルト挟圧手段 (57) と、少なくとも第 1、第 2 及び第 3 の回転要素を有し、前記第 1 の回転要素 (33r₁) を前記プライマリ側機械式アクチュエータ (32) の第 1 の部材 (32a) に連動し、また前記第 2 の回転要素 (33r₂) を前記プライマリ側機械式アクチュエータの第 2 の部材 (32b) に連動し、更に前記第 3 の回転要素 (33s₂) を前記ベルト挟圧手段 (57) の第 1 の部材 (63) に連動し、そして前記第 3 の回転要素 (33s₂) が停止している状態では、前記第 1 及び第 2 の回転要素 (33r₁)、(33r₂) が一体に回転し、かつ前記第 3 の回転要素の回転に基づき、前記第 1 及び第 2 の回転要素が相対回転してなるプライマリ側同期手段 (33) と、少なくとも第 1、第 2 及び第 3 の回転要素を有し、前記第 1 の回転要素 (36r₁) を前記セカンダリ側機械式アクチュエータ (35) の第 1 の部材 (35a) に連動し、また前記第 2 の回転要素 (36r₂) を前記セカンダリ側機械式アクチュエータ (35) の第 2 の部材 (35b) に連動し、更に前記第 3 の回転要素 (36s₂) を前記ベルト挟圧手段 (57) の第 2 の部材 (61) に連動し、そして前記第 3 の回転要素 (36s₂) が停止している状態では、前記第 1 及び第 2 の回転要素 (36r₁)、(36r₂) が一体に回転し、かつ前記第 3 の回転要素の回転に基づき、前記第 1 及び第 2 の回転要素が相対回転してなるセカンダリ側同期手段 (36) と、前記ベルト挟圧手段 (57) の第 1 の部材 (63) を前記プライマリ側同期手段 (33) の第 3 の部材 (33s₂) に、また前記ベルト挟圧手段の第 2 の部材 (61) を前記セカンダリ側同期手段 (36) の第 3 の部材 (36s₂) に、前記ベルト挟圧手段 (57) における前記第 1 及び第 2 の部

5

材(63)、(61)の相対回転に基づき前記両機械式アクチュエータが前記両プーリの2個のシーブ(9a、9b)、(10a、10b)を互いに近づける方向に移動するように、それぞれ連動する動力伝達手段(64、68)と、該動力伝達手段に介在し、前記プライマリ側同期手段の第3の回転要素(33s₂)と前記セカンダリ側同期手段の第3の回転要素(36s₂)との間に相対回転を付与するように所定トルクを作用する変速操作手段(59)と、を備えてなるベルト式無段変速装置にある。

【0013】好ましくは、前記ベルト挟圧手段(57)に作用する前記付勢力は、油圧であり、また電磁力であってもよい。

【0014】更に、前記動力伝達手段(64)、(68)に、非線形動力伝達手段(83)、(90)を介在すると、望ましい。

【0015】また、前記動力伝達手段(64)、(68)は、前記ベルト挟圧手段(57)の第1の部材(63)から前記プライマリ側同期手段の第3の回転要素(33s₂)に連動する側を、前記ベルト挟圧手段の第2の部材(61)から前記セカンダリ側同期手段の第3の回転要素(36s₂)に連動する側よりその回転数比が大きくなるように設定してなる、ことが望ましい。

【0016】

【作用】以上構成に基づき、ベルト挟圧手段(57)に作用する付勢力、例えば油圧による作用・反作用に基づき第1の部材(63)及び第2の部材(61)に相対回転を生じると、動力伝達手段(64、68)を介して、第1の部材(63)からのトルクは、プライマリ側同期手段(33)の第3の回転要素(33s₂)に、また第2の部材(61)からのトルクは、セカンダリ側同期手段(36)の第3の回転要素(36s₂)にそれぞれ伝達される。

【0017】そして、プライマリ側及びセカンダリ側同期手段(33)、(36)において、前記第3の回転要素に作用するトルクは、第1及び第2の回転要素(33r₁、33r₂)、(36r₁、36r₂)の相対回転として作用し、これらとそれぞれ連動する機械式アクチュエータ(32)、(35)の第1の部材(32a、35a)と第2の部材(32b、35b)とを相対回転して軸力に変換し、それぞれプライマリプーリ(9)及びセカンダリプーリ(10)にベルト挟圧力として作用する。これにより、前記ベルト挟圧手段(57)に、ベルト式無段変速装置(7)の伝達トルク容量即ち入力トルク及びトルク比にて定まる所定付勢力を作用することにより、プライマリ及びセカンダリプーリに、前記伝達トルク容量に対応した軸力(ベルト挟圧力)が作用する。

【0018】この際、動力伝達手段に、非線形動力伝達手段(83、90)を介在することにより、トルク比により変化するプライマリプーリ(9)とセカンダリプー

6

リ(10)のベルト挟圧力の割合を補正して、頻度の多いトルク比におけるベルト挟圧力を低減化し得る。

【0019】また、動力伝達手段を、プライマリ側への回転比がセカンダリ側より大きくなるように設定することにより、プライマリプーリ(9)に、セカンダリプーリ(10)に対して大きな軸力が作用するようになり、自動車の殆どの走行状態である正トルク伝達状態の各プーリが必要とする軸力に合せることができる。

【0020】そして、例えばベーン形揺動アクチュエータ、ピストンボールネジ形揺動アクチュエータ又は電動モータ等からなる変速操作手段(59)に基づき、プライマリ側及びセカンダリ側同期手段(33)、(36)の第3の回転要素を回転することにより、機械式アクチュエータ(32)、(35)の軸力を変化し、プライマリプーリ(9)及びセカンダリプーリ(10)のベルト有効径が変更され、そして上記軸力の差に対応したトルク比状態にて保持される。

【0021】なお、上記カッコ内の符号は、図面(特に図1～図7)を参照するためのものであるが、何等本発明の構成を限定するものではない。

【0022】

【発明の効果】ベルト挟圧手段に作用する付勢力に基づき、第1の部材及び第2の部材を作用・反作用により相対回転して、これら第1の部材及び第2の部材のトルクを、それぞれプライマリプーリ及びセカンダリプーリにベルト挟圧力として作用するので、機械式アクチュエータを用いるものでありながら、調圧カム機構を必要とせず、常に伝達トルク容量に対応したベルト挟圧力を付与することができ、正トルク伝達時に限らず、負トルク伝達時及びその切換え時においても、常に確実な動力伝達を行うことができると共に、ベルトに過度の挟圧力が作用することを防止して、ベルトの耐久性を向上することができ、更に従来の調圧カム機構のようにストローク調整が不要となり、車両搭載に適應するメンテナンスフリーを達成することが可能となる。

【0023】また、ベルト挟圧手段に作用する付勢力、例えば油圧及び電磁力は、伝達トルク容量に対応するもので足り、その力は比較的小さく、かつ作用・反作用に基づく第1の部材及び第2の部材が同一方向に回転してそれぞれプライマリ及びセカンダリプーリに作用するので、第1の部材及び第2の部材の相対回転は小さくて足りる。

【0024】更に、動力伝達上必要とするベルト挟圧力は前記ベルト挟圧手段にて確保しているので、変速操作手段は、変速作動に必要とする軸力を上記ベルト挟圧力に加えて又は減じてプライマリ及びセカンダリプーリに作用すれば足り、その操作力は比較的小さくて足りる。

【0025】従って、例えば油圧を用いる場合、油圧損失を減少して、オイルポンプの容量を小さくすることができると共に、伝達効率を改善して、燃費を向上するこ

10

20

30

40

50

とができる。また、例えば電磁力を用いる場合でも、ドライバを含めて比較的簡単に小型な装置を用いることが可能となる。

【0026】また、ベルト挟圧手段からプライマリ側への動力伝達手段を、セカンダリ側へのそれよりも回転数比を大きく設定すると、通常の動力伝達状態である正トルク伝達時における各ブリーの必要軸力に合せて、プライマリブリーの軸力をセカンダリブリーよりも大きくでき、変速操作手段の変速及び定速保持に必要とする操作力を更に小さくでき、変速操作手段の容量を小さくすることができ、

【0027】更に、動力伝達装置に非線形動力伝達手段を介在すると、頻度の多いトルク比におけるプライマリブリー及びセカンダリブリーに対するベルト挟圧手段の付勢力を低減化でき、かつ変速操作手段の変速及び定速保持に必要とする操作力を更に小さくでき、変速操作手段の容量を小さくすることができる。

【0028】

【実施例】以下、図面に沿って、本発明の実施例について説明する。

【0029】車載用自動無段変速機Aは、図2及び図4に示すように、エンジン出力軸に整列する第1軸1、第2軸2及び前車軸に整列する第3軸3を有しており、エンジン横置きタイプのF・F（フロントエンジン、フロントドライブ）用車輛に適用し得る。第1軸1には、トルクコンバータ5、前後進切換装置6及びベルト式無段変速装置7のプライマリブリー9が配置されており、第2軸2にはベルト式無段変速装置のセカンダリブリー10が配置されており、第3軸3にはディファレンシャル装置11が配置されている。更に、第2軸2と第3軸3との間には、減速ギヤ機構12からなる第4軸13が介在しており、そして前記無段変速機1は、複数に分割されるケース15内に収納されている。

【0030】トルクコンバータ5は、ロックアップクラッチ16を有しており、そのポンプインペラ側がエンジン出力軸14に連結していると共に、そのタービンランナ側が前後進切換装置6の入力軸17に連結している。また、該トルクコンバータ5と前後進切換装置6との間におけるケース隔壁部分にはオイルポンプ19が配置されている。

【0031】前後進切換6は、サンギヤ20s、リングギヤ20r及びこれら両ギヤに噛合しているダブルベニオンを支持しているキャリア20cからなるダブルベニオンブラネタリギヤ20を備えており、サンギヤ20sが前記入力軸17に連結し、かつキャリア20cが出力側となって後述するベルト式無段変速装置7のプライマリシャフト21に連結している。そして、リングギヤ20rは、油圧アクチュエータ22にて操作されるリバースブレーキ23により係止・解放され、また前記入力軸17とキャリア20cとの間には油圧アクチュエータ2

5にて操作されるダイレクトクラッチ24が介在している。

【0032】これにより、該前後進切換装置6は、ダイレクトクラッチ24が係止されると共にリバースブレーキ23が解放されている状態で、入力軸17の回転が直結状態でキャリア20cから取出される。また、ダイレクトクラッチ24が解放されると共にリバースブレーキ23が係合すると、サンギヤ20sの回転が逆転状態でキャリア20cから取り出される。

【0033】ベルト式無段変速装置7は、前記第1軸を構成するプライマリシャフト21及び前記第2軸を構成するセカンダリシャフト26を有している。プライマリシャフト21には該シャフトと一体の固定シープ9a及び該シャフトにボールスプライン29を介して軸方向に移動自在に支持されている可動シープ9bからなるプライマリブリー9が配置されており、またセカンダリシャフト26には該シャフトと一体の固定シープ10a及び該シャフトにボールスプライン28を介して軸方向に移動自在に支持されている可動シープ10bからなるセカンダリブリー10が配置されており、かつこれら両ブリー9、10に亘って金属製のベルト31が巻掛けられている。

【0034】更に、プライマリブリー9における可動シープ9bの背面にはプライマリ側機械式アクチュエータを構成するボールネジ32及びプライマリ側同期手段を構成するブラネタリギヤ33が配置されており、またセカンダリブリー10における可動シープ10bの背面にはセカンダリ側機械式アクチュエータを構成するボールネジ35及びセカンダリ側同期手段を構成するブラネタリギヤ36が配設されている。なお、これらボールネジ及びブラネタリギヤ及びその連動構成については後に詳しく説明する。

【0035】そして、第2軸2を構成するセカンダリシャフト26の前端（エンジン側）には小ギヤ37が固定されており、該小ギヤは前記減速ギヤ機構12の大ギヤ12aに噛合している。更に、該減速ギヤ機構12の小ギヤ12bは、ディファレンシャル装置11のデフケース38に固定されているリングギヤ39に噛合しており、かつ該デフケース38にはシャフトにより1対のデフギヤ40が支持されており、更に該デフギヤ40は左右の前車軸41l、41rにそれぞれ連結している左右サンギヤ42l、42rに噛合している。

【0036】ついで、図1、図3及び図5に沿って、本発明に係るベルト式無段変速装置7について詳述する。

【0037】プライマリシャフト21は、ローラベアリング43及びニードルベアリング45を介してケース15に回転自在に支持されており、またセカンダリシャフト26はその両端部分をそれぞれローラベアリング46、47を介してケース15に回転自在に支持されている。また、プライマリ側及びセカンダリ側の両ボールネ

9

ジ32、35は、それぞれ可動シブ9b、10bに固定されている雄ネジ部32a、35a及び該雄ネジ部にボールを介して螺合している雌ネジ部32b、35bからなり、かつこれら雌ネジ部はスラストベアリング49、50を介して、ナット58でシャフト21、26に固着されているフランジ52、55に当接している。

【0038】そして、プライマリ側ブラネタリギヤ33は、2個のサンギヤ33s₁、33s₂、2個のリングギヤ33r₁、33r₂及び1個のキャリア33cに支持されると共に前記2個のサンギヤ及びリングギヤにそれぞれ啮合している複数のピニオン33p₁、33p₂を有している複列ブラネタリギヤからなり、第1のサンギヤ33s₁がスブライン嵌合している連結部材48を介してケース15にスブライン連結されて回転を規制され、また第2のリングギヤ33r₂がスブライン嵌合しているドラム51を介してボールネジの雌ネジ部32bにスブライン連結され、かつ第1のリングギヤ33r₁がスブライン嵌合しているフランジ52、ローラキー52a、プライマリシャフト21及びボールスブライン29（図2参照）のスブライン嵌合を介して雄ネジ部32aに連結され、更にキャリア33cはフリーに支持されている。

【0039】同様に、セカンダリ側ブラネタリギヤ36も、2個のサンギヤ36s₁、36s₂、2個のリングギヤ36r₁、36r₂及び1個のキャリア36cに支持された複数のピニオン36p₁、36p₂を有している複列ブラネタリギヤからなり、第1のサンギヤ36s₁がスブライン嵌合している連結部材54を介してケース15にスブライン連結されて回転を規制され、また第2のリングギヤ36r₂がスブライン嵌合しているドラム53を介してボールネジの雌ネジ部35bにスブライン連結され、かつ第1のリングギヤ36r₁がスブライン嵌合しているフランジ55、ローラキー55a、セカンダリシャフト26及びボールスブライン28（図2参照）のスブライン嵌合を介して雄ネジ部35aに連結され、更にキャリア36cがフリーに支持されている。

【0040】なお、図2に示すように、プライマリシャフト21の基端に一体に形成されている固定シブ9aの背面には環状の鍔部9a₁が設けられており、前記ローラベアリング43は、該鍔部の外周面と、ケース15との間に介在していると共にスナッピング及びエンドプレート43₁により抜止めされている。そして、該エンドプレート43₁の先端部は折曲されて前記鍔部9a₁の内周側内方に延びており、該先端部を挟むようにしてスラストベアリング54及びレース58が配置され、かつシャフト21の基端にナット64が螺合されて、プライマリシャフト21は軸方向に位置決めされている。また、セカンダリシャフト26の固定シブ10aを一体に設けたセカンダリシャフト26の後端にはナット30が螺合されている。該ナット30は、レース34と、固

10

定シブ後面端部に設けられたスラストベアリング44との間に、ケース15に設けられた環状凸部15eを挟むようにして螺合して、セカンダリシャフト26の軸方向を位置決めしている。

【0041】そして、前記プライマリ側及びセカンダリ側の両ブラネタリギヤ33、36を連結するように、第5軸56が配置されており、該第5軸56には、ベルト挟圧手段を構成するオイルブレッシャカップリング57と、変速操作手段を構成する変速用モータ59とが配設されている。更に、該第5軸と前記第1軸1及び第2軸2の間には、それぞれ左右に分かれて同軸線状の第6軸60a、60bが配置されている。

【0042】前記オイルブレッシャカップリング57は、図3及び図6(a)、(b)に示すように、ベーン式揺動形アクチュエータからなる。即ち、蓋部材61aにて閉塞されているケース部材61にカウンタシャフト62が貫通すると共に、該シャフト62に羽根（ベーン）63のボス63aが固定され、かつケース部材61に仕切り部材65が固定されている。前記羽根63及び仕切り部材65によりケース部材61の内部が油密状に仕切られ、一方が油圧室66を構成すると共に他方が外気に連通する空室67を構成している。油圧室66には、カウンタシャフト62に設けられた油路69及び連通路69aを介して、レギュレータバルブ（図示せず）から伝達トルク容量に対応した所定油圧が供給されている。

【0043】そして、前記ケース部材61は、カウンタシャフト62に回転自在に支持されていると共に、その一端にスブラインを介してギヤ70が固定されており、該ギヤ70は、前記一方の第6軸60bを構成する減速ギヤユニット71の小ギヤ71aに啮合し、更に該ギヤユニットの大ギヤ71bが前記セカンダリ側ブラネタリギヤ36の第2のサンギヤ36s₂に連結している薄歯ギヤ74に啮合しており、これら各ギヤによりセカンダリ側動力伝達手段68が構成される。また、前記カウンタシャフト62は、ケース15に回転自在に支持されていると共に、その他端が前記変速用モータ59を貫通して延び、その先端に小ギヤ72が固定されている。

【0044】一方、変速用モータ59は、図3及び図7(a)、(b)に示すように、前記オイルブレッシャカップリングと同様にベーン式揺動形油圧アクチュエータからなり、蓋部材73aにて閉塞されているケース部材73、スリーブ軸75、スリーブ軸75にボス部76aが固定されている羽根76及びケース部材73に固定されている仕切り部材77を備えてなる。そして、前記仕切り部材77及び羽根76によりケース部材73の内部は第1の油室79及び第2の油室80に仕切られており、これら第1及び第2の油室79、80にはケース部材73に設けられた油路81、82を介して切換えバルブ（図示せず）からの所定油圧がそれぞれ供給又は排出される。

11

【0045】そして、ケース部材73はケース15に一体的に形成されており、またスリーブ軸75はケース部材73に回転自在に支持されていると共にその内部に前記カウンタシャフト62が回転自在に貫通・支持されている。更に、該スリーブ軸75には非円形ギヤ83が固定されていると共に（円形）大ギヤ85が固定されている。また、前記第6軸の一方を構成する軸60aには、小ギヤ86が固定されていると共に大ギヤ87が固定されており、更に（円形）大ギヤ89及び非円形ギヤ90からなるギヤユニットが回転自在に支持されている。そして、前記カウンタシャフト62に固定されている小ギヤ72が前記ギヤユニットの大ギヤ89に噛合し、かつ両非円形ギヤ83、90同士が噛合し、またスリーブ軸75の大ギヤ85が第6軸の小ギヤ86に噛合し、更に大ギヤ87が前記プライマリ側ブラネタリギヤ33の第2のサンギヤ33s₂に連結している薄歯ギヤ91に噛合しており、これら各ギヤによりプライマリ側の動力伝達手段64が構成される。

【0046】なお、オイルブレッシャカップリング57のケース部材（蓋部材）61と、カウンタシャフト62との間にはトーションスプリング92が所定巻き戻し力を発生するように設けられており、該スプリング92は、オイルブレッシャカップリング57に所定プリロードを付与する。また、前記オイルブレッシャカップリング57のケース部材61からセカンダリ側ブラネタリギヤ36に連動するギヤ列に比して、該カップリングのカウンタシャフト62からプライマリ側ブラネタリギヤ33に連動するギヤ列の方が、回転数が多くなるようにギヤ比が設定されており、これによりプライマリ側ブリー9の方のベルト挟圧力が、セカンダリ側ブリー10のベルト挟圧力に比して大きくなる。

【0047】ついで、上述した本実施例の作用について説明する。

【0048】エンジン出力軸14の回転は、トルクコンバータのオイルを介して又はロックアップクラッチ16を介して入力軸17に伝達される。更に該入力軸17の回転は、前後進切換装置6により直結・前進又は後進のいずれかに切換えられて、ベルト式無段変速装置7に伝達される。そして、これら前後進切換装置6及びベルト式無段変速装置7が組合されて、前進方向及び後進方向の無段変速域が得られる。該変速された回転は、ギヤ37及び減速ギヤ機構12を介してディファレンシャル装置11に伝達され、そして左右の前車軸411、41rに伝達される。

【0049】ついで、ベルト式無段変速装置7の作用について説明する。

【0050】まず、該ベルト式無段変速装置の伝達トルク容量に対応する所定油圧、即ち入力トルク及び該無段変速装置のトルク比にて定まる所定油圧が、レギュレータバルブの出力ポートから油路69、69aを介してオ

12

イルブレッシャカップリング57の油圧室66に供給される。すると、該油圧室66の前記所定油圧は羽根63及び仕切り部材65に作用・反作用として作用し、羽根63に連結しているカウンタシャフト62と、仕切り部材65に連結しているケース部材61とが相対的に反対方向のトルクとして作用する。

【0051】ケース部材61に作用するトルクは、ギヤ70、減速ギヤ71及び薄歯ギヤ74を介してセカンダリ側ブラネタリギヤ36の第2のサンギヤ36s₂に伝達される。一方、カウンタシャフト62に作用するトルクは、小ギヤ72、大ギヤ89、非円形ギヤ90、83、大ギヤ85、小ギヤ86、大ギヤ87及び薄歯ギヤ91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33の第2のサンギヤ33s₂に作用する。

【0052】そして、前記両ブラネタリギヤ33、36は、第1のサンギヤ33s₁、36s₁がケース15に連結されて回転を規制されているため、キャリア33c、36cが回転しつつ、前記第2のサンギヤ33s₂、36s₂の回転量に対応して第1及び第2のリングギヤ33r₁、33r₂及び36r₁、36r₂が相対回転する。すると、第1及び第2のリングギヤにそれぞれ連結している雄ネジ部32a、35a及び雌ネジ部32b、35bが相対回転して、それぞれプライマリ及びセカンダリブリーの可動シープ9b、10bに、固定シープ9a、10aに近づく方向の軸力を作用する。

【0053】これにより、オイルブレッシャカップリング57の油圧室66に作用する所定油圧は、それぞれ作用・反作用としてプライマリブリー9及びセカンダリブリー10に、ベルト31を挟持（圧）する軸力として作用する。この際、カップリング57からカウンタシャフト62を介してプライマリ側に伝達される回転数が、ケース部材61を介してセカンダリ側に伝達される回転数より大きくなるように設定されている関係上、プライマリブリー9の軸力が、セカンダリブリー10の軸力より大きくなる。これは、自動車用無段変速機Aにあっては、一般に、エンジンから車輪に動力伝達する正トルク伝達時の場合が多く、この場合、プライマリブリー9がセカンダリブリー10に比して大きなベルト挟持力を必要とするためであり、これにより後述する変速用モータ59の容量を小さくすることが可能となる。

【0054】更に、プライマリブリー9とセカンダリブリー10が必要とするベルト挟圧力の割合は、トルク比（変速比）によって変化する。このため、カウンタシャフト62からプライマリ側ブラネタリギヤ33へのギヤ列に、非円形ギヤ83、90が介在しており、該非円形ギヤ83、90によるギヤ比の変化により上記トルク比による変化が補正されトルク比に対応した適正な割合で、オイルブレッシャカップリング57の油圧に起因するトルクがプライマリ側及びセカンダリ側に分配され、プライマリブリー9及びセカンダリブリー10にトルク

10

20

30

40

50

比に対応したベルト挟圧力をそれぞれ作用する。これにより、上述する変速用モータ59の容量を更に小さくすることが可能となる。

【0055】について、上述したベルト式無段変速装置7の変速用モータ59による変速操作について説明する。

【0056】該ベルト式無段変速装置7は、プライマリブリー9及びセカンダリブリー10の各軸力の割合にてトルク比が定まる。従って、変速用モータ59によるトルクが、前記オイルブレッシャカップリング57に基づくトルクに加えられて又は減じられて、プライマリ側及びセカンダリ側に作用し、ベルト式無段変速装置7は、所定トルク比に変速されかつ該変速比に保持される。

【0057】正トルク伝動時におけるアップシフトに際しては、変速用モータ59は第1の所定値以上で正トルクの状態にされる。このため変速用モータ59の油路81から第1の油圧室79に供給される油圧の方が、油路82から第2の油圧室80に供給（又はドレイン）される油圧よりも所定値以上高くなるように制御される。すると、羽根76には上記油圧差に基づくトルクが作用し、該トルクは、大ギヤ85、小ギヤ86、軸60a、大ギヤ87及び薄歯ギヤ91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33の第2のサンギヤ33s₂に正方向のトルクを付与する。これにより、前述したオイルブレッシャカップリング57に基づくトルク容量に加えられた伝達トルク容量に対応するベルト挟圧力でボールネジ32は可動シープ9bを固定シープ9aに近づく方向に軸力を作用する。

【0058】この状態では、ベルト式無段変速装置7は、プライマリブリー9の有効径が増大し、かつセカンダリブリー10の有効径が減少するように操作され、アップシフト方向に操作される。そして、所定トルク比において、前記変速用モータ59によるトルク及びカップリング57によるトルクに基づくプライマリブリー9及びセカンダリブリー10の軸力がバランスして、該所定トルク比に固定保持される。

【0059】正トルク伝動時におけるダウンシフトに際しては、変速用モータ59は第1の所定値以下で正トルク、または負トルクの状態にされる。このため変速用モータ59の油路81から第1の油圧室79に供給される油圧の方が油路82から第2の油圧室80に供給（またはドレイン）される油圧よりも所定値以内で高く、又は低くなるように制御される。すると、変速用モータ59が正トルクの場合、羽根76には上記油圧差に基づくトルクが作用し、該トルクは、大ギヤ85、小ギヤ86、軸60a、大ギヤ87及び薄歯ギヤ91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33の第2のサンギヤ33s₂に正方向のトルクを付与する。これにより、前述したオイルブレッシャカップリング57に基づくトルク容量に加えられた伝達トルク容量に対応するベルト挟圧力でボールネジ32は可動シープ9bを固定シープ9aに近づく

方向に軸力を作用する。また、変速用モータ59が負トルクの場合、羽根76には上記油圧差に基づくトルクが作用し、該トルクは、非円形ギヤ83、90、ギヤ89、72及びカウンタシャフト62を介してオイルブレッシャカップリング57の羽根63に負方向のトルクを付与する。これにより、前述したオイルブレッシャカップリング57に基づくトルク容量に減じられた伝達トルク容量に対応するベルト挟圧力でボールネジ32は可動シープ9bを固定シープ9aに近づく方向に軸力を作用する。

【0060】これらの状態では、ベルト式無段変速装置7は、プライマリブリー9の有効径が減少し、かつセカンダリブリー10の有効径が増大するように操作され、ダウンシフト方向に操作される。そして、所定トルク比において、前記変速用モータ59によるトルク及びカップリング57によるトルクに基づくプライマリブリー9及びセカンダリブリー10の軸力がバランスして、該所定トルク比に固定保持される。

【0061】また、負トルク伝動時のアップシフトに際しては、変速用モータ59は正トルク、又は第2の所定値以上で負トルクの状態にされる。このため変速用モータ59の油路81から第1の油圧室79に供給される油圧の方が油路82から第2の油圧室80に供給（またはドレイン）される油圧よりも高く、又は所定値以内で低くなるように制御される。すると、変速用モータ59が正トルクの場合、羽根76には上記油圧差に基づくトルクが作用し、該トルクは、大ギヤ85、小ギヤ86、軸60a、大ギヤ87及び薄歯ギヤ91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33の第2のサンギヤ33s₂に正方向のトルクを付与する。これにより、前述したオイルブレッシャカップリング57に基づくトルク容量に加えられた伝達トルク容量に対応するベルト挟圧力でボールネジ32は可動シープ9bを固定シープ9aに近づく方向に軸力を作用する。また、変速用モータ59が負トルクの場合、羽根76には、上記油圧差に基づくトルクが作用し、該トルクは非円形ギヤ83、90、ギヤ89、72及びカウンタシャフト62を介してオイルブレッシャカップリング57の羽根63に負方向のトルクを付与する。これにより、前述したオイルブレッシャカップリング57に基づくトルク容量に減じられた伝達トルク容量に対応するベルト挟圧力でボールネジ32は可動シープ9bを固定シープ9aに近づく方向に軸力を作用する。

【0062】これらの状態では、ベルト式無段変速装置7は、プライマリブリー9の有効径が増大し、かつセカンダリブリー10の有効径が減少するように操作され、アップシフト方向に操作される。そして、所定トルク比において、前記変速用モータ59によるトルク及びカップリング57によるトルクに基づくプライマリブリー9及びセカンダリブリー10の軸力がバランスして、該所定

トルク比に固定保持される。

【0063】負トルク伝達時のダウンシフトに際しては、変速用モータ59は第2の所定値以下で負トルクの状態にされる。このため変速用モータ59の油路81から第1の油圧室79に供給される油圧の方が油路82から第2の油圧室80に供給（またはドレイン）される油圧よりも所定値以上低くなるように制御される。すると、羽根76には、上記油圧差に基づくトルクが作用し、該トルクは、非円形ギヤ83、90、ギヤ89、72及びカウンタシャフト62を介してオイルブレッシャカップリング57の羽根63に負方向のトルクを付与する。これにより、前述したオイルブレッシャカップリング57に基づくトルク容量に減じられた伝達トルク容量に対応するベルト挟圧力でボールネジ32は可動シープ9bを固定シープ9aに近づく方向に軸力を作用する。

【0064】この状態では、ベルト式無段変速装置7は、プライマリブリー9の有効径が減少し、かつセカンダリブリー10の有効径が増大するように操作され、ダウンシフト方向に操作される。そして、所定トルク比において、前記変速用モータ59によるトルク及びカップリング57によるトルクに基づくプライマリブリー及びセカンダリブリー10の軸力がバランスして、該所定トルク比に固定保持される。

【0065】そして、一定トルク比状態にあってはプライマリ側及びセカンダリ側ブラネタリギヤ33、36では、第1及び第2のサンギヤ33s₁、33s₂、36s₁、36s₂が固定・状態にあり、従って雄ネジ部32a、35aに連結する第1のリングギヤ33r₁、36r₁と、雌ネジ部32b、35bに連結する第2のリングギヤ33r₂、36r₂が同回転数で回転する。これにより、両ボールネジ33、36はそれぞれ雄ネジ部及び雌ネジ部がプライマリブリー9及びセカンダリブリー10と一体に回転して、ベアリング49、50に相対回転を生じることなく、所定トルク比に保持される。

【0066】次に、他の実施例について説明する。なお、先の実施例と同じ部分は、同一符号を付して説明を省略する。

【0067】図8は、オイルブレッシャカップリング57及び変速用モータ59からのトルクをプライマリ及びセカンダリ側ブラネタリ33、36に伝達する動力伝達手段64、68ギヤ列が前記実施例のものと相違している。即ち、本実施例にあっては、変速用モータ59の羽根（ベーン）76が、オイルブレッシャカップリング57の羽根63を固定しているカウンタシャフト62に固定されてる。そして、該カウンタシャフト62に非円形ギヤ83が固定されていると共に小ギヤ95a及び大ギヤ95bからなるギヤユニット95が回転自在に嵌合している。更に、第6軸60aに、非円形ギヤ90及び大ギヤ89からなるギヤユニットが回転自在に嵌合していると共に、小ギヤ96及び大ギヤ87が固定されてい

る。

【0068】従って、ベルト31と両ブリー9、10の摩擦接触力を確保するためのベルト挟圧力を付与するカップリング57からのトルクは、カウンタシャフト62から、非円形ギヤ83、90、大ギヤ89、小ギヤ95a、大ギヤ95b、小ギヤ96、大ギヤ87及び薄歯ギヤ91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33の第2のサンギヤ33s₂に伝達されると共に、ケース部材61から、ギヤ70、減速ギヤ機構71及び薄歯ギヤ74を介してセカンダリ側ブラネタリギヤ36の第2のサンギヤ36s₂に伝達される。

【0069】同様に、変速用モータ76に基づく変速操作作用トルクは、カウンタシャフト62から、非円形ギヤ83、90、ギヤ89、95、96、87、91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33に伝達されると共に、カップリング57の羽根63に伝達される。

【0070】図9は、変速用モータ59を独立した軸（例えば第6軸60aに整列した軸）に設けものである。即ち、変速用モータ59は、その羽根76を固定している出力軸75が独立軸になっており、該軸75に非円形ギヤ85が固定されている。また、カウンタシャフト62には非円形ギヤ90及びギヤ89からなるギヤユニットが回転自在に嵌合していると共に、ギヤ72が固定されている。更に、第6軸60aには小中大のギヤ99、100、87が固定されている。

【0071】従って、オイルブレッシャカップリング57のトルクは、そのカウンタシャフト62から、ギヤ72、100、87、91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33に伝達されると共に、そのケース部材61から、ギヤ70、71、74を介してセカンダリ側ブラネタリギヤ36に伝達される。また、変速用モータ59のトルクは、軸75、非円形ギヤ85、90、ギヤ89、99、87、91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33に伝達されると共に、軸75、非円形ギヤ85、90、ギヤ89、99、100、72及びカウンタシャフト62を介してカップリング57の羽根63に伝達される。

【0072】図10は、非円形ギヤ等をセカンダリ側動力伝達手段68に配置したものである。即ち、カウンタシャフト62のセカンダリ側を延長して、そこに非円形ギヤ90及びギヤ89からなるギヤユニットを回転自在に支持する。また、第6軸60bに、ギヤ101及び非円形ギヤ85を固定すると共に減速ギヤユニット71を回転自在に支持する。

【0073】従って、オイルブレッシャカップリング57のトルクは、そのカウンタシャフト62から、ギヤ72、100、87を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33に伝達されると共に、そのケース部材61から、ギヤ70、101、非円形ギヤ85、90、ギヤ89、71を介してセカンダリ側ブラネタリギヤ36に伝達され

17

る。また、変速用モータ59のトルクは、カウンタシャフト62から、ギヤ72、100、87を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33に伝達されると共に、カップリング57の羽根63に伝達される。

【0074】図11は、プライマリ側及びセカンダリ側のブラネタリギヤ33、36を、プライマリシャフト21及びセカンダリシャフト26と異なる軸105、106にそれぞれ配置したものである。即ち、本実施例によるブラネタリギヤ33、36は、シングルブラネタリギヤからなり、そのリングギヤ33r、36rがボールネジ32、35の雌ネジ部32b、35bにギヤ107、109及び110、111を介して連結され、またそのキャリア33c、36cがギヤ112、113及び115、116を介して雄ネジ部32a、35aに伝達され、更にそのサンギヤ33s、36sが図1と同様なギヤ列を介して変速用モータ59及びオイルブレッシャカップリング57に連動している。

【0075】以上構成に基づき、オイルブレッシャカップリング57からの相対トルクは、羽根63に固定されているからカウンタシャフト62から、ギヤ72、89、非円形ギヤ83、90、ギヤ86、87、91及び軸105を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33のサンギヤ33sに伝達されると共に、ケース部材61から、ギヤ70、74及び軸106を介してセカンダリ側ブラネタリギヤ36のサンギヤ36sに伝達される。また、変速用モータ59からの変速操作トルクは、軸75、ギヤ85、86、87、91及び軸105を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33のサンギヤ33sに伝達されると共に、軸75、非円形ギヤ83、90、及びギヤ89、72、カウンタシャフト62を介してカップリング57の羽根63に伝達される。

【0076】そして、プライマリ側及びセカンダリ側ブラネタリギヤ33、36は、プライマリブリー9及びセカンダリブリー10が定速位置にあって各ボールネジ32、35の雄ネジ部及び雌ネジ部が一体に回転している場合、リングギヤ33r、36rとキャリア33c、36cが同回転するように、各ギヤ列のギヤ比が設定されている。この状態で、前述したオイルブレッシャカップリング57及び変速用モータ59からのトルクに基づき、サンギヤ33s、36sが回転すると、前記リングギヤ33r、36rとキャリア33c、36cとの間に相対回転が生じ、これにより各ボールネジ32、35の雄ネジ部と雌ネジ部とが相対回転して、両ブリー9、10の軸力を変更する。

【0077】図12に示す実施例は、変速用モータ59が、電動モータからなる点で相違しており、これに伴いギヤ列も一部変更している。即ち、第6軸60aを延長して、非円形ギヤ90及びギヤ89からなるギヤユニットを回転自在に支持すると共に、ギヤ120、121を固定する。また、電動モータ59の出力ギヤ59aは、

18

減速ギヤユニット122を介してギヤ121に連結しており、更にオイルブレッシャカップリング57のカウンタシャフト62に、非円形ギヤ83及びギヤ123からなるギヤユニットを回転自在に支持すると共にギヤ125を固定している。

【0078】従って、オイルブレッシャカップリング57からの相対トルクは、羽根63に固定されているカウンタシャフト62から、ギヤ125、89、非円形ギヤ90、83、ギヤ123、120、第6軸60a、ギヤ87、91を介してプライマリ側ブラネタリギヤ33に伝達されると共に、ケース部材57から、ギヤ70、減速ギヤユニット71及びギヤ74を介してセカンダリ側ブラネタリギヤ36に伝達される。また、電動モータからなる変速用モータ59からのトルクは、出力ギヤ59a、減速ギヤユニット122、ギヤ121、第6軸60a、ギヤ87を介してプライマリ側ブラネタリギヤに伝達されると共に、出力ギヤ59a、減速ギヤユニット122、ギヤ121、120、123、非円形ギヤ83、90、ギヤ89、125及びカウンタシャフト62を介してカップリング57の羽根63に伝達される。

【0079】ついて、図13に沿って、オイルブレッシャカップリング57及び変速用モータ59の他の実施例について説明する。

【0080】本実施例のカップリング及びモータは、先の実施例がペーンを用いた揺動形であるのに対し、軸方向力が作用するピストンをボールネジにより揺動回転に変換するピストンボールネジ形揺動アクチュエータからなる。即ち、カウンタシャフト62には、左右部分にボールネジ溝62a、62bが形成されており、カップリング57側のネジ溝62aには、比較的大きなピッチからなり循環タイプのボールを介して雌ネジ部材130が螺合している。そして、該雌ネジ部材130には、ネジ及びスナップリング等の固定部材によりピストン131が固着されていると共に、ボールスプライン132を介してギヤ133のボス部133aが軸方向のみ移動自在に支持されている。また、シリンダ135が設けられており、該シリンダ135とピストン131とで油圧室136を構成すると共に該油圧室136にブリーのブリロード用のスプリング137が縮設されており、更にカウンタシャフト62に前記油圧室136に連通する油路69、69aが形成されている。

【0081】一方、変速用モータ59は、比較的小ピッチのネジ溝62bに循環タイプのボールを介して螺合する雌ネジ部材140を有しており、該雌ネジ部材140には、ピストン141が固着部材にて固着されていると共に、ケース（固定部材）に固定されているシリンダ142に連結されているボス部142aがボールスプライン143を介して軸方向のみ移動自在に嵌合している。更に、シリンダ142の一端開口部には油密状に蓋部材145が固定されており、ピストン141の左右に第1

の油圧室 146、第 2 の油圧室 147 を構成している。また、カウンタシャフト 62 にはギヤ 149 が左右をスラストベアリングにて挟持されて固定されている。本実施例によると、レギュレータバルブからのベルト伝達容量に対応した所定油圧が油路 69、69a を介してオイルブレッシャカップリング 57 の油圧室 136 に作用する。すると、ピストン 131 が伸長（図中左）方向に移動し、それと一体に雌ネジ部材 130 も移動する。これにより、ボールを介して、カウンタシャフト 62 の雄ネジ溝 62a と雌ネジ部材 130 が互に逆向きのトルクが作用して、一方はカウンタシャフト 62 及びギヤ 149 を介してプライマリ側に伝達され、他方はボールスプライン 132、ボス部 133a 及びギヤ 133 を介してセカンダリ側に伝達される。

【0082】一方、変速用モータ 59 には、その第 1 及び第 2 の油圧室 146、147 に、トルク比及び正・負トルク伝達に対応したそれぞれ異なる油圧が供給される。すると、該油圧差に基づくピストン 141 の軸方向力は、ボス 142a 及びボールスプライン 143 により回転が阻止されている雌ネジ部材 140 に伝達され、前記ピストンの軸力方向に対応したトルクとして雄ネジ溝 62b に作用し、カウンタシャフト 62 を正転又は逆転方向に所定トルクを作用する。

【0083】なお、本発明は、上述した各実施例に限るものではない。例えば、ベーン形揺動油圧アクチュエータからなるオイルブレッシャカップリング 57 及び変速用モータ 59 は、前述した図 6、図 7 に示す 1 ベーン形に限らず、2 ベーン形等の複数ベーン形でもよく、特に 2 ベーン形のオイルブレッシャカップリングは、図 8 及び図 10 に示す実施例に用いて好適である。また、オイルブレッシャカップリング 57 は、前述した油圧に限らず、軸側とケース部材側との間に、電機子による電磁力に基づき所定相対トルクを発生し、該電磁力により、プライマリブリー及びセカンダリブリーに伝達トルクに対応した軸力（ベルト挟圧力）を発生してもよい。

【0084】また、前記カップリング及び変速用モータから、プライマリ及びセカンダリ側のプラネタリギヤへのトルク伝達手段は、ギヤに限らず、チェーン等の他の動力伝達手段を用いてもよく、また非円形ギヤを介在しなくてもよい。また、トルクを軸力に変換する手段は、ボールネジに限らず、すべりネジ、端面カム等の他の手段でもよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施例を示す骨子図。

【図 2】本発明に係るベルト式無段変速装置を用いた無段変速機を示す断面図。

【図 3】前記実施例によるベルト式無段変速装置を示す断面図。

【図 4】前記無段変速機の各軸の関係を示す断面図。

【図 5】前記ベルト式無段変速装置の各軸の関係を示す

側面図。

【図 6】本発明に係るオイルブレッシャカップリングを示す図で、(a) は縦断面図、(b) は横断面図。

【図 7】本発明に係る変速用モータを示す図で、(a) は縦断面図、(b) は横断面図。

【図 8】ベルト式無段変速装置の一部変更した実施例を示す骨子図。

【図 9】ベルト式無段変速装置の一部変更した実施例を示す骨子図。

【図 10】ベルト式無段変速装置の一部変更した実施例を示す骨子図。

【図 11】ベルト式無段変速装置の一部変更した実施例を示す骨子図。

【図 12】ベルト式無段変速装置の一部変更した実施例を示す骨子図。

【図 13】オイルブレッシャカップリング及び変速用モータの他の実施例を示す正断面図。

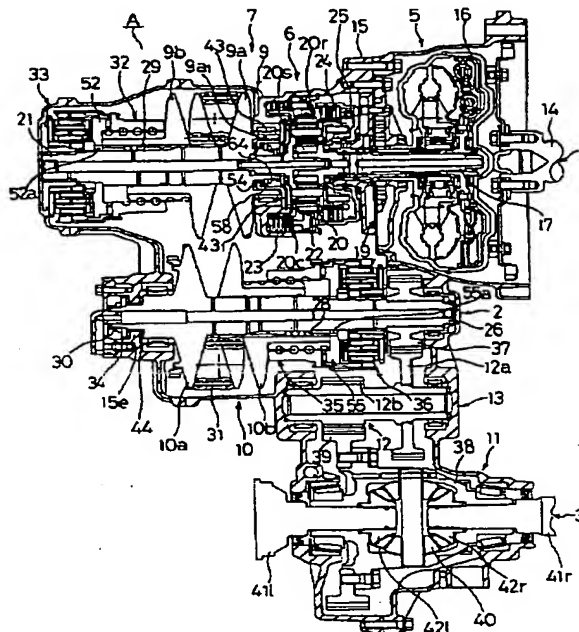
【符号の説明】

- | | |
|------------------------|---------------------------|
| 7 | ベルト式無段変速装置 |
| 9 | プライマリブリー |
| 9a | 固定シープ |
| 9b | 可動シープ |
| 10 | セカンダリブリー |
| 10a | 固定シープ |
| 10b | 可動シープ |
| 21 | プライマリシャフト |
| 26 | セカンダリシャフト |
| 31 | ベルト |
| 32 | プライマリ側機械式アクチュエータ（ボールネジ） |
| 32a | 第 1 の部材（雄ネジ部） |
| 32b | 第 2 の部材（雌ネジ部） |
| 33 | プライマリ側同期手段（プラネタリギヤ） |
| 33r ₁ , 33c | 第 1 の回転要素 |
| 33r ₂ , 33r | 第 2 の回転要素 |
| 33s ₂ , 33s | 第 3 の回転要素 |
| 35 | セカンダリ側機械式アクチュエータ（ボールネジ） |
| 35a | 第 1 の部材（雄ネジ部） |
| 35b | 第 1 の部材（雌ネジ部） |
| 36 | セカンダリ側同期手段（プラネタリギヤ） |
| 36r ₁ , 36c | 第 1 の回転要素 |
| 36r ₂ , 36r | 第 2 の回転要素 |
| 36s ₂ , 36s | 第 3 の回転要素 |
| 57 | ベルト挟圧手段（オイルブレッシャカップリング） |
| 59 | 変速操作手段（変速用モータ） |
| 63, 62, 62a | 第 1 の部材（羽根、カウンタシャフト、雄ネジ溝） |
| 61, 65, 130 | 第 2 の部材（ケース部材、仕 |

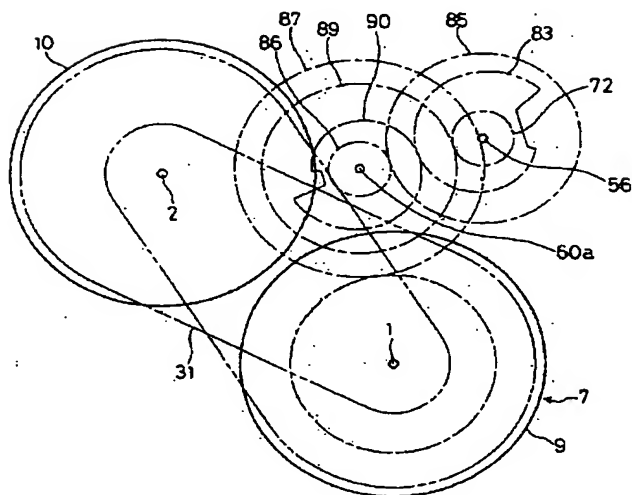
非線形動力伝達手段（非円形ギヤ）

83, 90

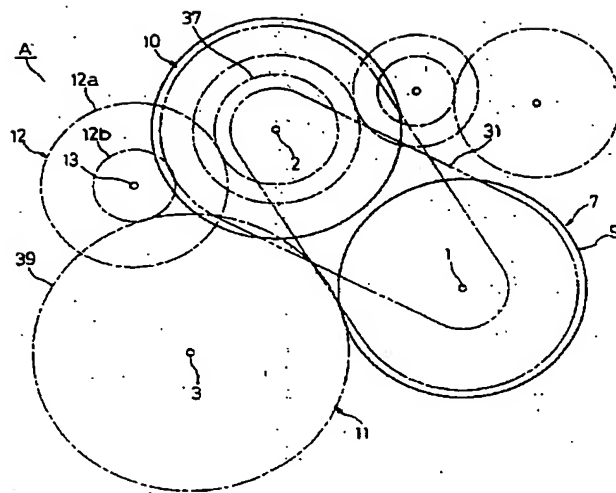
【圖2】



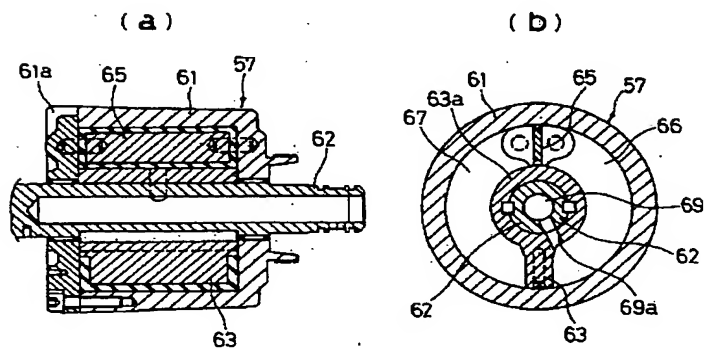
【圖5】



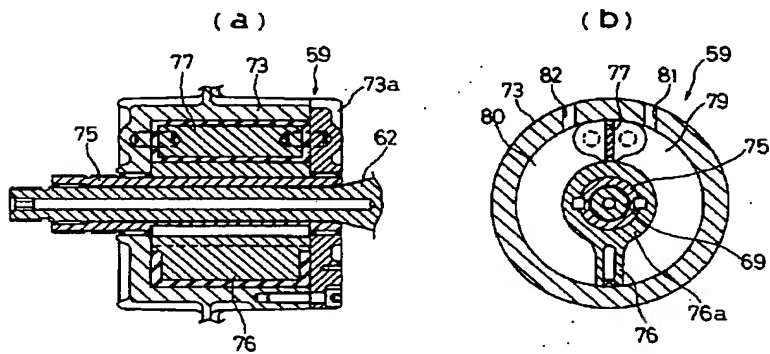
【図 4】



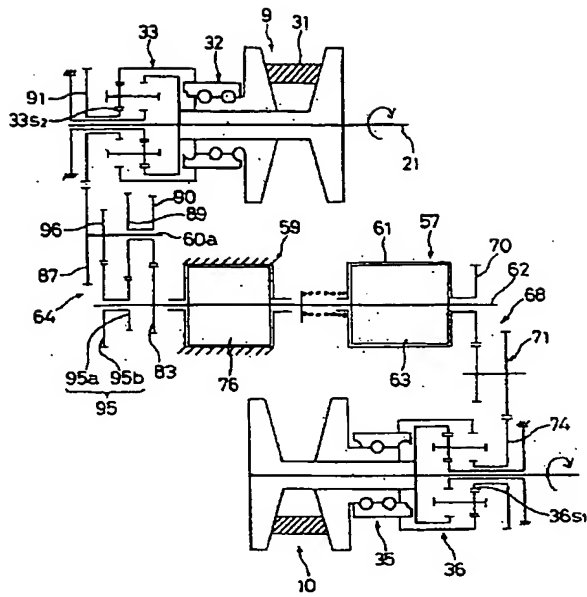
【図 6】



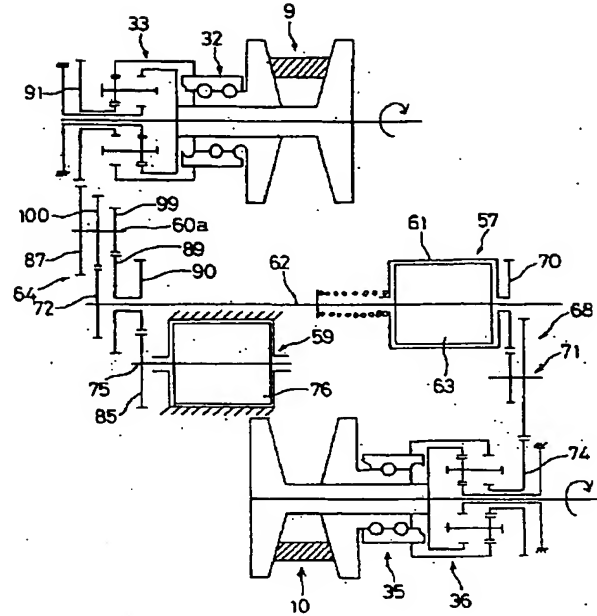
【図 7】



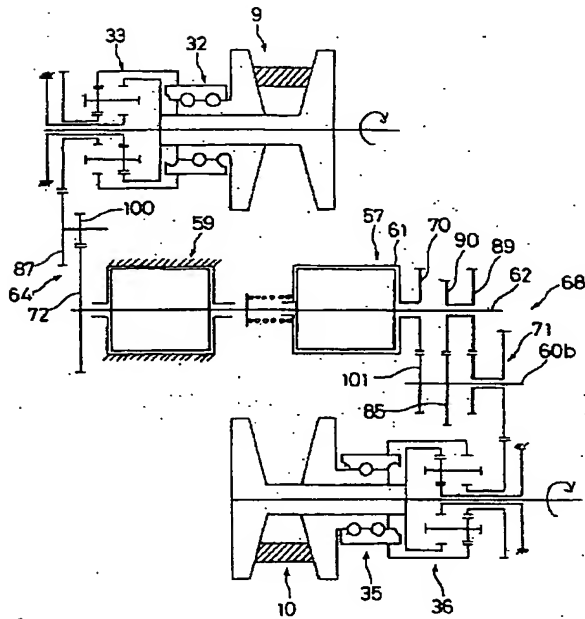
【図 8】



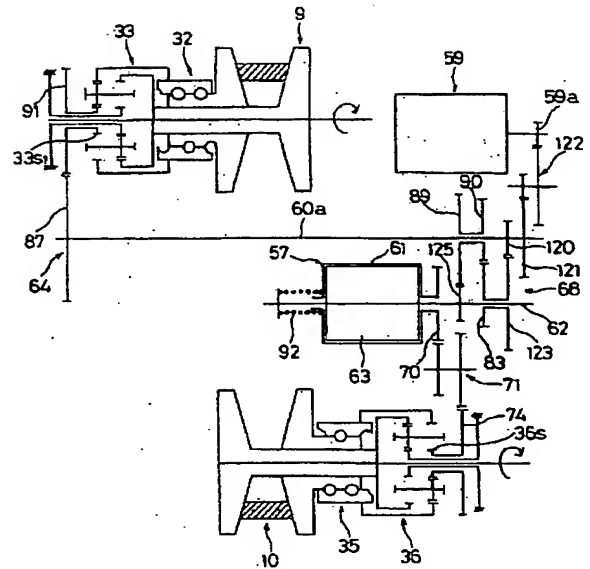
【図 9】



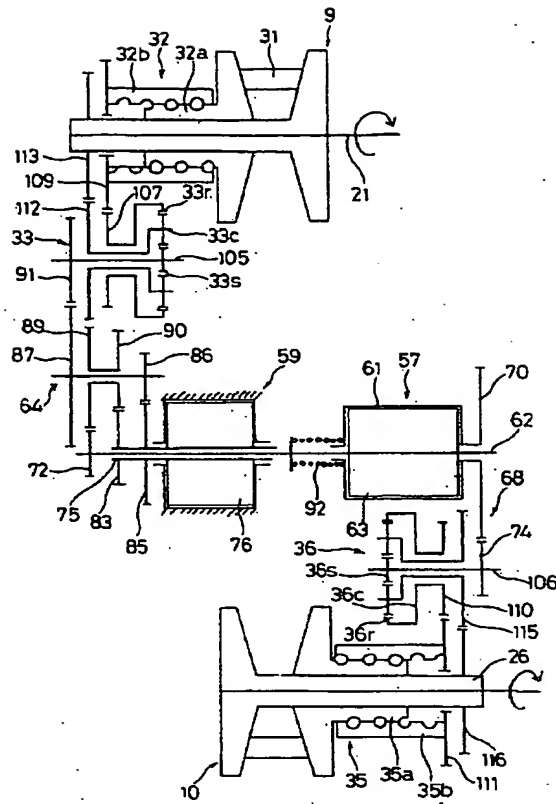
【図 10】



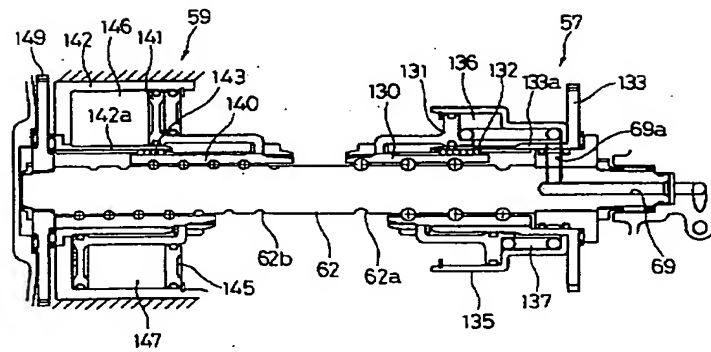
【図 12】



【図11】



【図13】



【公報種別】特許法第 17 条の 2 の規定による補正の掲載
【部門区分】第 5 部門第 2 区分
【発行日】平成 13 年 2 月 23 日 (2001. 2. 23)

【公開番号】特開平 8-285033
【公開日】平成 8 年 11 月 1 日 (1996. 11. 1)
【年通号数】公開特許公報 8-2851
【出願番号】特願平 7-92710
【国際特許分類第 7 版】

F16H 37/02
9/18

【 F I 】

F16H 37/02 C
9/18 Z

【手続補正書】

【提出日】平成 11 年 11 月 15 日 (1999. 11. 15)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】請求項 3

【補正方法】変更

【補正内容】

【請求項 3】 前記ベルト挟圧手段に作用する前記付勢力は、電磁力である、
請求項 1 記載のベルト式無段変速装置。